

**Т.Б. НИКИТИНА**, канд. техн. наук, доцент

## **РОБАСТНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ТРЕХОПОРНОЙ УПРАВЛЯЕМОЙ ПЛАТФОРМОЙ**

Розроблений метод робастного управління трехопорной платформою як три масовою електромеханічною системою для стабілізації динамічних характеристик системи управління. Приведений приклад динамічних характеристик синтезованої системи управління трехопорной платформою.

This article deals with the mathematical model, robust control, robust observe for three-point guided platform as electrical mechanical systems. There is example of the robust control for three-point guided platform.

**Постановка проблемы.** Многие современные системы управления измерительными приборами на основе трехопорных управляемых платформ построены по различным схемам и имеют несколько степеней свободы. В последнее время наиболее широкое распространение получили трехопорные платформы, управляемые двумя и более исполнительными двигателями по двум углам поворота относительно третьей неподвижной опоры [1-3]. В таких платформах можно значительно компенсировать, а в некоторых случаях полностью устранить основные недостатки, присущие управляемым платформам, построенным на принципах Карданного подвеса и сферической опоры. В трехопорных управляемых платформах используются следящие приводы с исполнительными механизмами линейного перемещения, что позволяет легко обеспечить выборку люфтов, так как весовая нагрузка на платформу знакопостоянна. Кроме того в таких платформах можно обеспечить более высокую жесткость, так как нет перехода с одной рамки на другую рамку Карданного подвеса, а также более высокие плавность и точность перемещения нагрузки за счет применения многозаходности винтовой передачи или непосредственной связи гидроцилиндров с нагрузкой.

**Анализ литературы.** Характер динамических процессов в режимах буксования машин в значительной степени определяются наличием упругих элементов в кинематической цепи электромеханической системы от приводного двигателя до рабочего органа. Возникновение колебаний в режиме буксования в основном обусловлено наличием падающего участка в характеристике внешнего трения. Причем, такой падающий участок особенно характерен при работе электромеханических систем на низких скоростях движения рабочего органа, что часто сопровождается его неплавным движением. Синтез таких систем рассмотрен в [3-5]. Однако синтезированные таким образом системы обладают различными

динамическими характеристиками при работе на восходящем и падающем участках характеристики внешнего трения.

**Цель статьи.** Целью данной статьи является синтез робастного управления трехопорной управляемой платформой как трехмассовой электромеханической системы для стабилизации динамических характеристик при изменении рабочих точек на характеристиках внешнего трения.

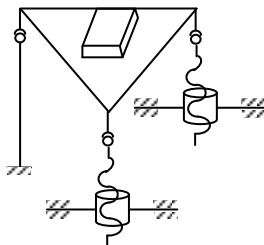


Рис.1 - Схема трехопорной платформы

Схема трехопорной платформы показана на рис. 1.

**Изложение материала исследования, полученных научных результатов.** Основу трехопорной управляемой платформы составляет рама, на которой расположена нагрузка. Две неподвижные опоры с помощью сферических шарниров соединены с приводными винтами исполнительных двигателей, за счет чего осуществляется перемещение двух подвижных опор относительно третьей неподвижной. Приводы соединены с основанием через шарниры, обеспечивающие поворот исполнительных двигателей относительно основания. Следует заметить, что такая платформа может быть также установлена на подвижном основании [3 ].

Одной из особенностей следящего привода трехопорных управляемых платформ (ТУП) является неуравновешенность нагрузки. Это обстоятельство в сочетании с необходимостью удержания нагрузки в произвольном угловом положении при выключенном приводе явилось причиной широкого распространения в качестве ИМЛП самотормозящих передач. При этом могут быть получены и дополнительные преимущества: большое передаточное число при малых габаритных размерах, высокая размерность перемещения в тяговом режиме, возможность удержания нагрузки благодаря детектирующим свойствам передачи. Однако, в динамических режимах, при определенных условиях работа самотормозящих передач сопровождается автоколебаниями, что недопустимо для следящего привода.

Исследуем динамику привода, схема которого показана на рис. 2.

За расчетную схему исполнительного механизма с передачей винт – гайка и неуравновешенной нагрузкой принимаем схему клинового механизма, показанную на рис.3.

Возможная работа по перемещению по координате  $x_2$ , совершаемая силой трения в сопряжении «винт – гайка» и силами вязкого сопротивления при деформациях редуктора и штока, Возможная работа по координате  $x_4$  совершается силой вязкого сопротивления при деформации штока. Для рассматриваемой системы масса винта, приведенная к оси гайки, на два порядка меньше массы гайки, поэтому массой винта можно пренебречь.

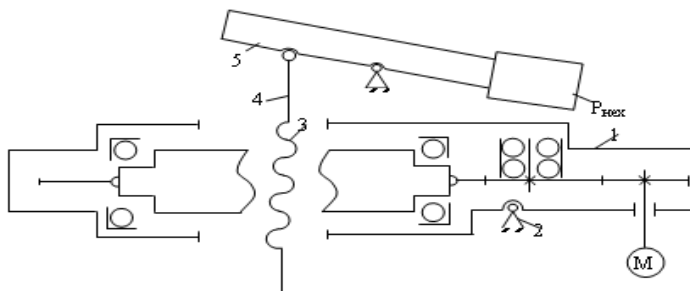


Рис. 2 - Схема исполнительного механизма линейного перемещения:  
1 – корпус; 2 – ось вращения корпуса; 3 – ходовой винт; 4 – шток;  
5 – нагрузка; 6 – ось вращения нагрузки.

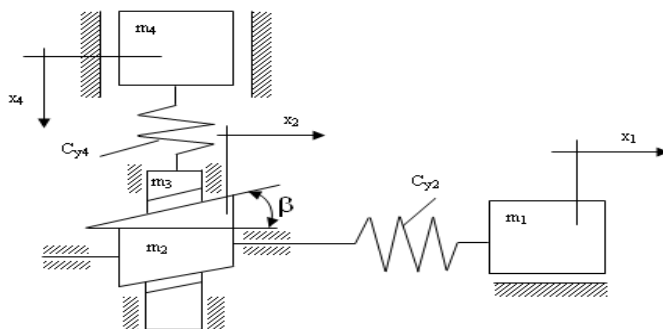


Рис. 3 - Клиновой механизм:  $m_i$  - масса;  $P_i$  - вес;  $C_{y2}$  - жесткости зубчатого редуктора, штока с опорным устройством привода;  $x_i$  - координата;  $\beta$  - угол подъема резьбы винта;  $i = \overline{1,4}$  (1 – электродвигатель; 2 – ходовая гайка; 3 – ходовой винт; 4 – неуравновешенная нагрузка).

Рассмотренная система фактически является трехмассовой электромеханической системой с приводным двигателем постоянного тока ПБСТ – 22, замкнутым по скорости вращения. При этом роль первой массы играет момент инерции ротора электродвигателя, роль второй массы играет

ходовая гайка совместно с ходовым винтом, а роль третьей массы играет неуравновешенная нагрузка. При этом жесткость зубчатого редуктора, штока с опорным устройством привода является эквивалентной жесткостью между первой и второй массой, а жесткостью между второй и третьей массой является жесткость винта, соединяющая привод с управляемой платформой. Заметим, что между первой массой и неподвижным основанием и между третьей массой и подвижной платформой имеются силы трения, препятствующие движению этих масс. Эквивалентная вторая масса представляет собой объединение массы ходовой гайки и ходового винта, так что при движении ходовой гайки относительно ходового винта возникает сила трения, и, кроме того, возникают силы трения между вращающейся ходовой гайкой и неподвижным основанием и вращающимся ходовым винтом и основанием привода. Приведем эту схему к вращательному движению обозначив соответствующие моменты инерции первой, второй и третьей масс соответственно  $J_1, J_2, J_3$ .

В последнее время подавляющее большинство приводов мощностью до нескольких сотен киловатт комплектуются асинхронными двигателями с частотными преобразователями. При векторном управлении асинхронными приводами в большинстве систем управления реализован алгоритм прямого управления моментом двигателя. При этом по данным большинства фирм производителей частотных преобразователей [3], время нарастания момента не превышает 5 мс. Время спада момента при таком алгоритме управления вообще принимается нулевым. Поэтому будем предполагать, что в системе используется частотное управление приводным двигателем, в системе реализовано прямое управление моментом, а математическую модель контура управления моментом примем в виде апериодического звена первого порядка с постоянной времени, равной времени нарастания момента.

Уравнения динамики такой системы примут следующий вид:

$$J_3 \frac{d\omega_3}{dt} = M_{y23} + \beta_{23}(\omega_2 - \omega_3) - \beta_{c3}\omega_3 - M_c$$

$$\frac{dM_{y23}}{dt} = C_{23}(\omega_2 - \omega_3)$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = M_{y12} + \beta_{12}(\omega_1 - \omega_2) - M_{y23} - \beta_{23}(\omega_2 - \omega_3) - \beta_{c2}\omega_2$$

$$\frac{dM_{y12}}{dt} = C_{12}(\omega_1 - \omega_2)$$

$$J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = M_\partial - M_{y12} - \beta_{12}(\omega_1 - \omega_2) - \beta_{c1}\omega_1$$

$$T_\mu \frac{dM_\partial}{dt} = -M_\partial + KU_{ax}$$

В этих уравнениях:

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$  - скорости вращения двигателя, ходовой гайки и ходового винта; а также скорости вращения нагрузки;  $M_{y12}, M_{y23}$  - моменты упругости в валах;  $C_{12}, C_{23}$ , и  $\beta_{12}, \beta_{23}$  - жесткости и коэффициенты внутреннего вязкого трения в валах на скручивание;  $T_\mu$  - постоянная времени частотного преобразователя, характеризующая время нарастания момента двигателя;  $K$  - коэффициент усиления частотного преобразователя.

В этих уравнениях учтено наличие падающих участков в зависимостях моментов внешнего трения от скорости вращения двигателя  $\omega_1$  с жесткостью  $\beta_{c1}$ , от скорости вращения ходовой гайки и ходового винта  $\omega_2$  с жесткостью  $\beta_{c2}$  и от скорости вращения нагрузки  $\omega_3$  с жесткостью  $\beta_{c3}$ .

В качестве примера на рис. 4 показан переходный процесс момента упругости  $M_{y23}$ , построенный по разработанной математической модели.

Введем следующие компоненты вектора внешних воздействий  $\vec{w}(t)$ : задающее воздействие скорости вращения  $\omega_r(t)$ , помеху  $f_1$  измерения скорости вращения двигателя  $\omega_1$  фиктивная помеха  $f_2$  измерения переменной состояния интегратора  $z(t)$  так, что  $\vec{w}(t) = \{\omega_r(t), f_1(t), f_2(t)\}^T$ .

Введем в вектор контролируемых переменных  $\vec{z}(t)$  ошибку  $\varepsilon(t)$  между заданным  $\omega_r(t)$  и фактическим  $\omega_1(t)$  значениями скорости вращения двигателя  $\varepsilon(t) = \omega_r(t) - \omega_1(t)$ , выходное напряжение интегратора  $z(t)$  и управляющее напряжение на входе частотного преобразователя  $U(t)$  в следующем виде  $\vec{z}(t) = \{\varepsilon(t), z(t), U(t)\}^T$ .

Компоненты вектора измеряемых переменных  $\vec{y}(t)$  примем измеренные скорости вращения двигателя  $\omega_{1u} = z(t) + f_1(t)$  и измеренную переменную состояния интегратора  $z_u(t) = z(t) + f_2(t)$  так, что  $\vec{y}(t) = \{\omega_{1u}(t), z_u(t)\}^T$ .

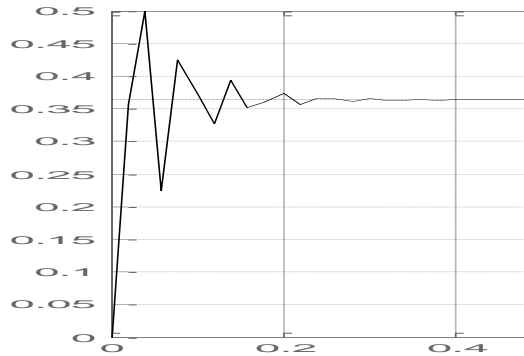


Рис. 4 Переходный процесс момента упругости в исходной системе.

При таком подходе можно получить приемлемые показатели качества переходного процесса по задающему воздействию, однако переходные процессы по моменту сопротивления  $M_c$  являются сильно колебательными. Для уменьшения колебательности переходных процессов по моменту сопротивления введем в вектор возмущений исходной системы  $\vec{w}(t)$  первую компоненту  $M_c(t)$ , действующую на исходную систему в виде момента сопротивления, так что вектор  $\vec{w}(t)$  будет иметь следующий вид:  $\vec{w}(t) = \{M_c(t), \omega_3(t), f_1(t), f_2(t)\}$ . Подадим теперь это возмущение от момента сопротивления  $M_c(t)$  на вход исходной системы, задав ненулевую компоненту первого элемента в первый столбец матрицы  $B_1$ . Введем также это возмущение в вектор контролируемых параметров  $\vec{z}(t)$ , задав ненулевой компонентой первый элемент матрицы  $D_{11}$ .

**Результаты моделирования.** В качестве примера на рис. 5 показаны переходные процессы а) скорости  $\omega_3$ , б) момента упругости  $M_{y23}$ , в) скорости  $\omega_2$  по заданию на регулятор скорости. Установившиеся значения скоростей двигателя, редуктора и рабочего органа равны заданному значению скорости. На рис.6 показаны переходные процессы те же переменных состояния по моменту сопротивления.

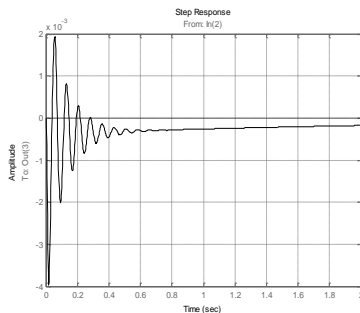
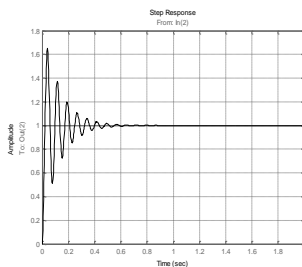
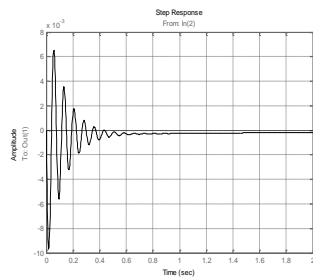
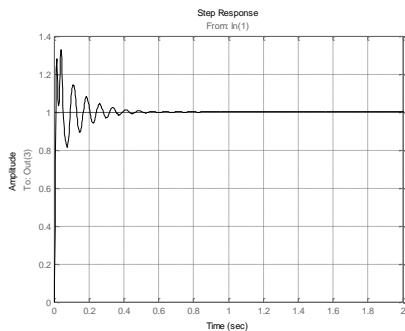
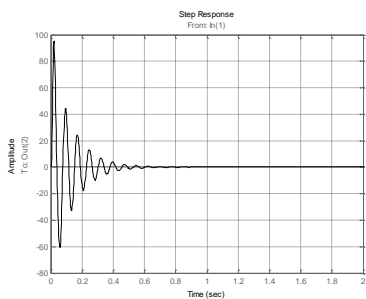
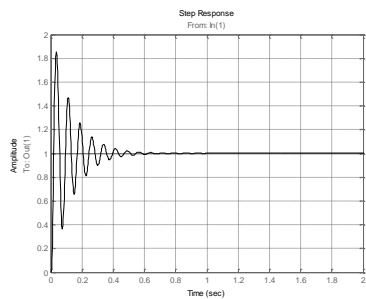


Рис. 5 Переходные процессы:  
а) скорости  $\omega_3$ , б) момента упругости  $M_{y23}$ , в) скорости  $\omega_2$  по заданию на регулятор скорости.

Рис. 6 Переходные процессы:  
а) скорости  $\omega_3$ , б) момента упругости  $M_{y23}$ , в) скорости  $\omega_2$  по моменту сопротивления.

Установившееся значение моментов равны заданному значению момента сопротивления, а установившиеся значения скоростей вращения приводного двигателя, редуктора и приводного механизма равны нулю. Подбирая матрицы в критерии качества исходной системе удалось получить приемлемые показатели качества переходных процессов как по задающему, так и по возмущающему воздействиям. Время переходных процессов составляет около 0,4 секунд. Переходные процессы устойчивые и имеют одинаковые установившиеся значения. Для падающего участка кривой с наибольшим наклоном переходные процессы имеют наибольшее перерегулирование, а при работе на восходящем участке перерегулирование переходных процессов имеет минимальное значение. Как видно из этих графиков, с помощью одного робастного регулятора, синтезированного без учета влияния характеристики внешнего трения, удалось получить устойчивые переходные процессы для трех рассматриваемых значений коэффициентов наклона характеристики внешнего трения.

**Выводы.** Таким образом, в данной работе для стабилизации динамических характеристик трехпорной управляемой платформы как трехмассовой электромеханической системы в режиме буксования при ее работе на различных участках характеристики внешнего трения предложено использовать робастное управление. Для синтеза робастного управления необходимо решать два уравнения Риккати по управлению по наблюдению. Подбирая весовые матрицы в критерии качества синтезируемой системы и параметр толерантности можно получить удовлетворительные переходные процессы при работе системы на различных участках характеристики внешнего трения.

**Список литературы:** 1. Кузнецов Б.И., Никитина Т.Б., Коломиец В.В. Синтез электромеханических систем со сложными кинематическими цепями. Харьков, УИПА.2005. – 511с. 2. Кузнецов Б.И., Осичев А.В., Чаусов А.О. Оптимальное управление главным приводом блюминга в режиме пробуксовки валков. Техническая электродинамика, Киев, 2000, часть 6, с. 23-28. 3. Никитина Т.Б. Синтез многоканальных нелинейных электромеханических систем. //Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных трудов. Харьков. НТУ «ХПИ». – 2005. - №45. - С. 130 – 131. 4. Никитина Т.Б. Синтез приближенно – оптимальных нелинейных систем цифрового управления технологическими процессами с аналитическими нелинейностями. //Автоматизация виробничих процесів. Київ.- 2003. - №2(17). - С.62-65. 5. Никитина Т.Б. Приближенно оптимальное цифровое управление электроприводами с аналитическими нелинейностями. //Вестник НТУ «ХПИ». Сб. научных трудов. Харьков: НТУ «ХПИ». - 2003. - №10. Т1. - С.321-322.

*Поступила в редколлегию 05.03.01*